

日 本 国 特 許 庁
JAPAN PATENT OFFICE

23.04.03

別紙添付の書類に記載されている事項は下記の出願書類に記載されている事項と同一であることを証明する。

This is to certify that the annexed is a true copy of the following application as filed with this Office

出 願 年 月 日

Date of Application:

2002年 6月27日

出 願 番 号

Application Number:

特願2002-188661

[ST.10/C]:

[JP2002-188661]

REC'D 20 JUN 2003

WIPO

PCT

出 願 人

Applicant(s):

松下電器産業株式会社

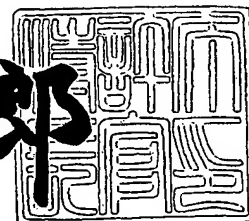
PRIORITY
DOCUMENT

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)

2003年 6月 2日

特 許 庁 長 官
Commissioner,
Japan Patent Office

太田 信一郎



BEST AVAILABLE COPY

出証番号 出証特2003-3042073

【書類名】 特許願

【整理番号】 2033740147

【提出日】 平成14年 6月27日

【あて先】 特許庁長官殿

【国際特許分類】 F25B 1/00

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式
会社内

【氏名】 薬丸 雄一

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式
会社内

【氏名】 西脇 文俊

【発明者】

【住所又は居所】 大阪府門真市大字門真1006番地 松下電器産業株式
会社内

【氏名】 岡座 典穂

【特許出願人】

【識別番号】 000005821

【氏名又は名称】 松下電器産業株式会社

【代理人】

【識別番号】 100092794

【弁理士】

【氏名又は名称】 松田 正道

【電話番号】 06-6397-2840

【手数料の表示】

【予納台帳番号】 009896

【納付金額】 21,000円

【提出物件の目録】

【物件名】 明細書 1

【物件名】 図面 1

【物件名】 要約書 1

【包括委任状番号】 9006027

【ブルーフの要否】 要

【書類名】 明細書

【発明の名称】 除湿装置及び除湿方法

【特許請求の範囲】

【請求項 1】 圧縮機と、冷媒水熱交換器と、第 1 の減圧器と、第 1 の熱交換器と、第 2 の減圧器と、第 2 の熱交換器と、内部熱交換器と、温水サイクルとを備え、

前記温水サイクルは、前記冷媒水熱交換器の下流側に、湯水を吸入するヒータコアを有し、

前記圧縮機は、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器は、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクルの湯水との熱交換を行い、

前記第 1 の減圧器は、圧縮された前記冷媒を減圧し、

前記第 1 の熱交換器は、前記第 1 の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器は、前記第 1 の熱交換器で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第 2 の減圧器は、前記内部熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第 2 の熱交換器は、前記第 2 の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換する除湿装置。

【請求項 2】 前記第 2 の熱交換器の前記冷媒の温度を検出する第 2 の熱交換器冷媒温度検出手段を備え、

前記第 2 の減圧器は、前記第 2 の熱交換器温度検出手段で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される請求項 1 記載の除湿装置。

【請求項 3】 前記第 1 の減圧器は、前記第 2 の熱交換器温度検出手段で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される請求項 2 記載の除湿装置。

【請求項 4】 前記第 1 の熱交換器内の前記冷媒の温度を検出する第 1 の熱交換器冷媒温度検出手段を備え、

前記第 1 の減圧器は、前記第 1 の熱交換器冷媒温度検出手段で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される請求項 1 または 2 に記載の除湿装置

【請求項5】 前記ヒータコアを介して吹出される吹出し空気温度を検出する吹出し空気温度検出手段と、

前記圧縮機の運転周波数を制御する圧縮機運転周波数制御手段とを備え、

前記圧縮機運転周波数制御手段は、検出された前記空気温度に基づいて前記圧縮機の運転周波数を制御することを特徴とする請求項1～4のいずれかに記載の除湿装置。

【請求項6】 前記圧縮機の吐出冷媒温度を検出する吐出冷媒温度検出手段と

前記第2の熱交換器出口と前記圧縮機の入口を開閉弁を介してバイパスするバイパス回路とを備え、

前記開閉弁は検出された前記吐出冷媒温度に基づいてその開閉が制御される請求項1～5のいずれかに記載の除湿装置。

【請求項7】 車両用空調装置として用いられる請求項1～6のいずれかに記載の除湿装置。

【請求項8】 圧縮機と、冷媒水熱交換器と、第1の減圧器と、第1の熱交換器と、第2の減圧器と、第2の熱交換器と、内部熱交換器と、温水サイクルとを備え、前記温水サイクルは、前記冷媒水熱交換器の下流側に、湯水を吸入するヒータコアを有する除湿装置を用いて除湿する除湿方法であって、

前記圧縮機が、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器が、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクルの湯水との熱交換を行い、

前記第1の減圧器が、圧縮された前記冷媒を減圧し、

前記第1の熱交換器が、前記第1の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器が、前記第1の熱交換器で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器が、前記内部熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器が、前記第2の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換する除湿方法。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、作動媒体として二酸化炭素（以下、 CO_2 冷媒という）を使用した除湿装置及び除湿方法に関するものである。

【0002】

【従来の技術】

近年の冷凍サイクル装置における作動流体は、オゾン層に対し有害な影響があるとされる従来のCFC冷媒やHCFC冷媒から、代替冷媒としてオゾン破壊係数が0であるHFC冷媒やHC冷媒に移行されつつある。

【0003】

しかし、HFC冷媒は、物質の特性として地球温暖化係数が大きいという欠点を有し、一方、HC冷媒は、地球温暖化係数は小さいものの、強燃性であるという欠点を有している。また、従来から用いられてきたアンモニア冷媒は、地球温暖化係数は0であるものの、弱燃性でかつ毒性を有するという欠点がある。

【0004】

したがって、物質としての地球温暖化係数がほとんどなく、不燃性で無毒、かつ低コストの CO_2 冷媒が注目されている。しかしながら、 CO_2 冷媒は、臨界温度が31.1℃と低く、通常の冷凍サイクル装置の高圧側では CO_2 冷媒の凝縮が生じない。

【0005】

このため、特許第2931668号公報は図10のように、所定の能力要求において装置のエネルギー消費を最小とするために、予定の設定値にしたがって絞り弁の開度を調整している。

【0006】

すなわち、図11で示すように高圧がPである冷凍サイクルから高圧がP1である冷凍サイクルに変化した場合、入力Wのエンタルピ差の増加に対して冷凍能力Qのエンタルピ差の増加の方が大きいためCOPは高くなるが、高圧がP1である冷凍サイクルから高圧がP2である冷凍サイクルになると、逆に入力Wのエ

エンタルピー差の増加に対して冷凍能力 Q のエンタルピー差の増加の方が小さくなるためCOPは低下する。すなわち、図11の高圧が P_1 である冷凍サイクルに示すように、 CO_2 冷媒には理論的にCOP最大となる高圧が存在する。

【0007】

また、ヒートポンプサイクルCOPは冷凍サイクルCOPに1を加えたものであるから、ヒートポンプサイクルの場合も、COP最大となる高圧（以下、高サイド圧力という）の値は冷凍サイクルと同値である。

【0008】

図10に示す冷凍サイクルは、例えば冷房装置として用いることが出来る。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、一般に冷房装置よりも冷暖房除湿を行う装置の方が圧縮機はより高圧に冷媒を圧縮する必要がある、また、圧縮機で圧縮された冷媒温度もより高温になる。

【0010】

すなわち、従来の図10の冷凍サイクルに温水サイクルを付加して冷暖房除湿を行う除湿装置として用いた場合には、より高サイド圧力で運転する必要がある、また、放熱器の温度もより高くなり、圧縮比も高くなる。

【0011】

従って、従来の図10の冷凍サイクルに温水サイクルを付加して冷暖房除湿を行う除湿器として用いる場合には次のような問題が生じる。

【0012】

すなわち、エネルギー消費が最小とされる高サイド圧力で運転することは、放熱器の温度が高い場合、すなわち放熱器雰囲気温度が高い場合や、小型放熱器を用いる場合においては、圧縮比が高くなるために圧縮機の効率が大きく低下することや、圧縮機の信頼性を損なう恐れがあるといった欠点があり、また高サイド圧力が高いため、安全性確保のための耐圧設計はより厳しいものとなる。

【0013】

本発明は、上述した課題に対して、 CO_2 冷媒を使用した除湿装置において、

CO₂冷凍システムの特徴を生かし、高サイド圧力を高くすることなく、信頼性を確保しつつ効率的な運転を可能とする除湿装置及び除湿方法を提供することを目的とするものである。

【0014】

【課題を解決するための手段】

上述した課題を解決するために、第1の本発明は、圧縮機と、冷媒水熱交換器と、第1の減圧器と、第1の熱交換器と、第2の減圧器と、第2の熱交換器と、内部熱交換器と、温水サイクルとを備え、

前記温水サイクルは、前記冷媒水熱交換器の下流側に、湯水を吸入するヒータコアを有し、

前記圧縮機は、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器は、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクルの湯水との熱交換を行い、

前記第1の減圧器は、圧縮された前記冷媒を減圧し、

前記第1の熱交換器は、前記第1の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器は、前記第1の熱交換器で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器は、前記内部熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器は、前記第2の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換する除湿装置である。

【0015】

また、第2の本発明は、前記第2の熱交換器の前記冷媒の温度を検出する第2の熱交換器冷媒温度検出手段を備え、

前記第2の減圧器は、前記第2の熱交換器温度検出手段で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される第1の本発明の除湿装置である。

【0016】

また、第3の本発明は、前記第1の減圧器は、前記第2の熱交換器温度検出手段で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される第2の本発明の除湿装置である。

【0017】

また、第4の本発明は、前記第1の熱交換器内の前記冷媒の温度を検出する第1の熱交換器冷媒温度検出手段を備え、

前記第1の減圧器は、前記第1の熱交換器冷媒温度検出手段で検出された前記温度に基づいてその減圧レベルが制御される第1または2の本発明の除湿装置である。

【0018】

また、第5の本発明は、前記ヒータコアを介して吹出される吹出し空気温度を検出する吹出し空気温度検出手段と、

前記圧縮機の運転周波数を制御する圧縮機運転周波数制御手段とを備え、

前記圧縮機運転周波数制御手段は、検出された前記空気温度に基づいて前記圧縮機の運転周波数を制御することを特徴とする第1～4の本発明のいずれかの除湿装置である。

【0019】

また、第6の本発明は、前記圧縮機の吐出冷媒温度を検出する吐出冷媒温度検出手段と、

前記第2の熱交換器出口と前記圧縮機の入口を開閉弁を介してバイパスするバイパス回路とを備え、

前記開閉弁は検出された前記吐出冷媒温度に基づいてその開閉が制御される第1～5の本発明のいずれかの除湿装置である。

【0020】

また、第7の本発明は、車両用空調装置として用いられる第1～6の本発明のいずれかの除湿装置である。

【0021】

また、第8の本発明は、圧縮機と、冷媒水熱交換器と、第1の減圧器と、第1の熱交換器と、第2の減圧器と、第2の熱交換器と、内部熱交換器と、温水サイクルとを備え、前記温水サイクルは、前記冷媒水熱交換器の下流側に、湯水を吸入するヒータコアを有する除湿装置を用いて除湿する除湿方法であって、

前記圧縮機が、二酸化炭素である冷媒を圧縮し、

前記冷媒水熱交換器が、圧縮された前記冷媒と前記温水サイクルの湯水との熱交換を行い、

前記第1の減圧器が、圧縮された前記冷媒を減圧し、

前記第1の熱交換器が、前記第1の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換し、

前記内部熱交換器が、前記第1の熱交換器で熱交換された前記冷媒と前記圧縮機に吸引される冷媒とで熱交換を行い、

前記第2の減圧器が、前記内部熱交換器で熱交換された前記冷媒を減圧し、

前記第2の熱交換器が、前記第2の減圧器で減圧された前記冷媒を熱交換する除湿方法である。

【0022】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施の形態を、図面に基づいて説明する。

【0023】

（実施の形態1）

図1は、本発明の実施の形態1における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、この冷凍サイクルは、 CO_2 冷媒を作動流体とし、圧縮機10、冷媒水熱交換器11、第1の減圧器12、第1の熱交換器13、内部熱交換器14、第2の減圧器15、第2の熱交換器16を基本構成要素としている。第1の熱交換器13の出口ラインと、第2の熱交換器16の出口である圧縮機10の吸入ラインは、内部熱交換器14により熱交換されるように構成されている。一方、温水サイクルは、冷媒水熱交換器11で加熱された温水を循環させるポンプ18、ヒータコア19、ラジエータ20、動力機関17で構成されている。

【0024】

なお、本実施の形態の冷凍サイクル装置は本発明の除湿装置の例である。

【0025】

ここで、図1の冷凍サイクル装置の冷房時での動作について説明する。

【0026】

まず、冷房時には、第1の減圧器12は全開にして、第2の減圧器15で減圧器としての作用を行う。すなわち、圧縮機10で圧縮されて高温高压のガスとな

った冷媒は、冷媒水熱交換器 11 から第 1 の減圧器 12 を経て第 1 の熱交換器 13 で外気によって冷却される。ただし、このときヒータコア 19 で暖房を行わないため、冷媒水熱交換器 11 には温水は流れない。そして、内部熱交換器 14 で圧縮機 10 の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第 2 の減圧器 15 で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第 2 の熱交換器 16 に導入される。この第 2 の熱交換器 16 では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器 14 で第 1 の熱交換器 13 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 10 で圧縮される。空気は、第 2 の熱交換器 16 で冷却される。

【0027】

次に、暖房除湿時での動作について説明する。

【0028】

暖房除湿時には、第 1 の減圧器 12 と第 2 の減圧器 15 で減圧器としての作用を行う。

【0029】

すなわち、圧縮機 10 で圧縮されて高温高圧のガスとなった冷媒は、冷媒水熱交換器 11 でポンプ 18 により循環する温水サイクルの温水と熱交換して冷却されたのち、第 1 の減圧器 12 により中間圧力まで減圧されて第 1 の熱交換器 13 に導入される。

【0030】

第 1 の熱交換器 13 で外気によって冷却された冷媒は、内部熱交換器 14 で圧縮機 10 の吸入ラインの冷媒と熱交換してさらに冷却されたのち、第 2 の減圧器 15 で減圧されて低温低圧の気液二相状態となって第 2 の熱交換器 16 に導入される。この第 2 の熱交換器 16 では、室内の空気からの吸熱により蒸発して気液二相またはガス状態となり、内部熱交換器 14 で第 1 の熱交換器 13 から流れる冷媒と熱交換してさらに吸熱したのち再び圧縮機 10 で圧縮される。

【0031】

また、冷媒水熱交換器 11 で加熱された温水は室内に設けられたヒータコア 19 に流入して第 2 の熱交換器 16 で冷却除湿された空気を加熱することにより、

除湿しながら暖房することができる。そして温水は動力機関 17（例えばエンジンやバッテリーなどの発熱源）で加熱されて再び冷媒水熱交換器 11 を流れる。

【0032】

図 12 は、3 つの異なる蒸発温度をパラメータとして、COP を最大にする最適高サイド圧力と、放熱器の出口の冷媒温度との間の論理的な関係を示すグラフである。ここで、暖房除湿時の冷媒水熱交換器 11 の加熱能力を 1.5 kW、冷媒水熱交換器 11 の入口冷媒温度を 120℃、冷媒流量を 60 kg/h、蒸発温度を 0℃と仮定すると、冷媒水熱交換器 11 の出口冷媒温度は 60℃付近になることが考えられ、そのときに最小エネルギーとなる高サイド圧力の値は、従来例の設定値に従うと図 12 で示すように約 150 bar と算出される。このように従来例では、冷房運転時よりも暖房除湿時の方が高サイド圧力の値も高くなる。

【0033】

しかしながらこのような高い圧力で冷凍サイクル装置を運転する場合、圧縮比が大きくなるため圧縮機 10 の効率の大幅な低下が生じ、実際の消費エネルギーは最小とはならないことが推察できる。

【0034】

本発明の実施の形態 1 では、第 1 の減圧器 12 により、第 1 の熱交換器 13 の冷媒を中間圧力とすることによって、このような高い圧力で冷凍サイクル装置を運転しなくてもよいようにした。

【0035】

そこで、本発明の実施の形態 1 について、図 1 に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿運転時での第 2 の減圧器 15 の動作を図 6 のフローチャートを用いて説明する。第 2 の減圧器 15 は流量調整が可能な弁である。

【0036】

暖房除湿時では、ステップ 41 で第 2 の熱交換器冷媒温度検出手段 30 にて検出された冷媒温度 T_{eva} と、ねらいの設定温度 T_{xeva} （例えば露点温度：0℃）が比較される。そして、 T_{eva} が T_{xeva} 以上の場合には、室内側熱交換器である第 2 の熱交換器 16 では除湿していない状態であることを示しており、ステップ 42 に移り、第 2 の減圧器 15 の開度は小さくするように制御する。

【0037】

このとき、第1の減圧器12の開度は制御する必要はないが、開度を大きくするように制御してもよい。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を増加させて、第1の熱交換器13内の冷媒温度を増加させることにより、内部熱交換器14で熱交換する低圧側と高圧側との温度差が大きくなるので、内部熱交換量は増加する。第2の減圧器15を制御したのちステップ40に戻る。

【0038】

よって、図5のモリエル線図に示すように、第2の減圧器15を動作する前は $a \rightarrow b \rightarrow c \rightarrow d \rightarrow e \rightarrow f$ で示す冷凍サイクルであるが、第2の減圧器15の開度を小さくした場合は $k \rightarrow b \rightarrow g \rightarrow h \rightarrow i \rightarrow j$ のように内部熱交換器14での熱交換量が大きくなるため、第2の熱交換器16の入口冷媒の比エンタルピ値が ΔH ほど小さくなる。

【0039】

したがって、第2の熱交換器16のエンタルピ差が大きくなるので吸熱能力が増加し、第2の熱交換器16の蒸発温度は低下するように冷凍サイクルがバランスするので、除湿することが可能となる。

【0040】

したがって、高圧を増加させることがないので、圧縮機の効率を大幅に低下させることなく第2の熱交換器16の吸熱能力を増加させることができる。

【0041】

また、TevaがT x evaよりも小さい場合には、室内側熱交換器である第2の熱交換器16で除湿している状態であることを示しており、ステップ43に移り、第2の減圧器15の開度を大きくするように制御する。

【0042】

このとき、第1の減圧器12の開度は制御する必要はないが、開度を小さくするように制御してもよい。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を低下させて、第1の熱交換器13内の冷媒温度を低下させることにより、内部熱交換器14で熱交換する低圧側と高圧側との温度差が小さくなるので、内部熱交換量は低下し、過度に吹出し温度が低下するのを防止する。そして第2の減圧器

15を制御したのちステップ41に戻る。

【0043】

このように暖房除湿時には、第1の減圧器12または第2の減圧器15を作用させて第1の熱交換器13内を中間圧力にして、第1の熱交換器13の冷媒温度を調整することにより、内部熱交換器14の熱交換量を調整することができるので、従来例で算出している最小エネルギーとなる高サイド圧力に設定することなく、従来例の動作よりも小さい消費エネルギーで、信頼性を確保しつつ高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

【0044】

(実施の形態2)

本発明の実施の形態2について、図2に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿時での第1の減圧器12および第2の減圧器15の動作を図7のフローチャートを用いて説明する。以下、実施の形態1と異なる点について説明する。第1の減圧器12は流量調整が可能な弁である。

【0045】

暖房除湿時と冷房時とは、冷凍サイクル装置の高圧側の冷媒ホールド量が異なるため、最適冷媒量にアンバランスが生じる。したがって、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を中間圧力を変動させて調整することにより、冷房時と暖房除湿時との冷媒量のアンバランスを解消させることが可能となる。

【0046】

暖房除湿時には、ステップ44で第1の熱交換器冷媒温度検出手段31にて検出された冷媒温度 T_m と、ねらいの設定温度 T_{xm} （例えば20℃）が比較される。この T_{xm} の値は、暖房除湿時に最も効率が良くなる最適冷媒量になるように設定された値である。そして、 T_m が T_{xm} 以上の場合には、第1の熱交換器13の中間圧力が設定値よりも高く、循環冷媒量が最適値よりも低い状態であることを示しているため、ステップ45に移り、第1の減圧器12の開度は小さくするように制御する。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を低下させて、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を低下させることにより、暖房除湿時に最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0047】

また、 T_m が T_{xm} よりも小さい場合には、第1の熱交換器13の中間圧力が設定値よりも低く、循環冷媒量が最適値よりも高い状態であることを示しているため、ステップ46に移り、第1の減圧器12の開度は大きくするように制御する。このことにより、第1の熱交換器13内の中間圧力を増加させて、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を増加させることにより、暖房除湿時に最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0048】

以上のステップ45とステップ46の後、ステップ47に移り、第2の熱交換器冷媒温度検出手段30にて検出された冷媒温度 T_{eva} と、ねらいの設定温度 T_{xeva} （例えば露点温度：0℃）が比較される。以下の動作は上述した実施の形態1と同様である。

【0049】

以上のように、第1の減圧器12および第2の減圧器16を作用させて第1の熱交換器13内の中間圧力を変動させることによって、第1の熱交換器13内の冷媒ホールド量を調整することが可能となるので、暖房除湿時に冷媒調整用のレシーバを設けることなく、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0050】

（実施の形態3）

本発明の実施の形態3について、図3に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿時での第1の減圧器12および第2の減圧器15の動作を図8のフローチャートを用いて説明する。以下、実施の形態1と異なる点について説明する。前記ヒータコア19を介して吹出される吹出し空気温度を検出する吹出し温度検出手段34と、前記圧縮機10の運転周波数を制御する圧縮機運転周波数制御手段32を設けている。

【0051】

暖房除湿時では、ステップ50で第1の熱交換器冷媒温度検出手段31にて検出された冷媒温度 T_m と、ねらいの設定温度 T_{xm} （例えば20℃）が比較され

る。以下の動作は上述した実施の形態2と同様であり、ステップ44～49は、それぞれステップ50～55に相当する。

【0052】

そして、ステップ54またはステップ55からステップ56に移り、吹出し温度検出手段34にて検出された吹出し温度 T_f と、ねらいの設定温度 T_{xf} （例えば40℃）が比較される。この T_{xf} の値は、暖房除湿時に要求される吹出し温度の値である。そして、 T_f が T_{xf} 以上の場合には、吹出し温度 T_f がねらいの設定温度 T_{xf} よりも高いので、暖房能力が高いことを示しており、ステップ57に移り、圧縮機10の運転周波数を小さくするように制御したのち、ステップ50に戻る。

【0053】

また、 T_f が T_{xf} よりも小さい場合には、吹出し温度 T_f がねらいの設定温度 T_{xf} よりも低いので、暖房能力が低いことを示しており、ステップ58に移り、圧縮機10の運転周波数を大きくするように制御したのち、ステップ50に戻る。

【0054】

以上のように、圧縮機10の運転周波数を変動させることによって、暖房能力を調整することが可能となるので、快適性を損なわずに、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0055】

（実施の形態4）

図4は、本発明の実施の形態4における冷凍サイクル装置を示す構成図であり、以下、実施の形態1と異なる点について説明する。この冷凍サイクル装置は、圧縮機10の吐出冷媒温度を検出する吐出冷媒温度検出手段33と、第2の熱交換器16の出口と圧縮機10の入口を開閉弁35を介してバイパスするバイパス回路36を設けている。図4に示す冷凍サイクル装置における暖房除湿運転時での開閉弁35の動作を図9のフローチャートを用いて説明する。

【0056】

暖房除湿時には、ステップ60で吐出冷媒温度検出手段33にて検出された吐

出冷媒温度 T_d と、ねらいの設定温度 T_x （例えば 140°C ）が比較される。このとき、ねらいの設定温度は、圧縮機10の使用範囲での上限温度に近い値となるようにする。そして、 T_d が T_x 以上の場合には、圧縮機10の使用範囲の上限温度を超えている状態であることを示しており、ステップ61に移り、開放弁35の開度を開くように制御する。このことにより、第2の熱交換器16から流出する冷媒がバイパス回路36を流れるので、内部熱交換器14での内部熱交換量が小さくなり、圧縮機10の吸入冷媒温度は低下し、吐出冷媒温度も低下する。開放弁35を制御したのちステップ60に戻る。

【0057】

また、 T_d が T_{xd} よりも小さい場合には、圧縮機10の使用範囲の上限温度よりも低い状態であることを示しており、ステップ62に移り、開放弁35の開度を閉じるように制御して、ステップ60に戻る。

【0058】

このように、開放弁35を制御することにより、圧縮機10の吐出温度の過昇を圧縮機の運転周波数を低下させずに防止することができるので、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0059】

（実施の形態5）

本発明の実施の形態5は、冷凍サイクル装置が車両用空調装置であることを特徴としている。ここで、冷媒水熱交換器11のみを放熱器として作用させる場合（例えば立上り運転時など）、室外側熱交換器すなわち第1の熱交換器13は蒸発器として作用するが、車両用空調装置の場合、車両走行中には第1の熱交換器13は走行風を受けることになるため、第1の熱交換器13を流れる冷媒温度が 0°C 以下になり着霜が発生した場合、逆サイクル運転にして放熱器として作用させても、冷媒温度が高くなりにくいために迅速かつ完全に除霜を行うことが非常に困難である。

【0060】

したがって、実施の形態1に示すように第1の減圧器12または第2の減圧器15を作用させて第1の熱交換器13内を中間圧力にして、第1の熱交換器13

の冷媒温度を調整することにより、第1の熱交換器13への着霜の発生を未然に防止することができるので、車両用空調装置においても、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0061】

以上述べたところから明らかなように、本実施の形態によれば、第1の減圧器12または第2の減圧器15を作用させて第1の熱交換器13内を中間圧力にして、第1の熱交換器13の冷媒温度を調整することにより、内部熱交換器14の熱交換量を調整することができるので、従来例で算出している最小エネルギーとなる高サイド圧力に設定することなく、従来例よりも小さい消費エネルギーで、信頼性を確保しつつ高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

【0062】

さらに、第1の減圧器12および第2の減圧器15を作用させて第1の熱交換器13内の中間圧力を変動させることによって、第1の熱交換器13内の冷媒ホルド量を調整することが可能となるので、暖房除湿時に冷媒調整用のレシーバを設けることなく、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0063】

さらに、第1の減圧器12および第2の減圧器15を作用させ、圧縮機10の運転周波数を変動させることによって、暖房能力を調整することが可能となるので、快適性を損なわずに、最適な冷媒量で冷凍サイクル装置を運転することができる。

【0064】

さらに、開放弁35を制御することにより、圧縮機10の吐出温度の過昇を圧縮機の運転周波数を低下させずに防止することができるので、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことができる。

【0065】

さらに、第1の減圧器12または第2の減圧器15を作用させて第1の熱交換器13内を中間圧力にして、第1の熱交換器13の冷媒温度を調整することにより、第1の熱交換器13への着霜の発生を未然に防止することができるので、車両用空調装置においても、快適性の高い、より高効率な冷凍サイクル装置の運転

を行うことができる。

【0066】

【発明の効果】

以上説明したところから明らかなように、本発明は、CO₂冷媒を使用した除湿装置において、CO₂冷凍システムの特徴を生かし、高サイド圧力を高くすることなく、信頼性を確保しつつ効率的な運転を可能とする除湿装置及び除湿方法を提供することが出来る。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の実施の形態1である冷凍サイクル装置の構成図

【図2】

本発明の実施の形態2である冷凍サイクル装置の構成図

【図3】

本発明の実施の形態3である冷凍サイクル装置の構成図

【図4】

本発明の実施の形態4である冷凍サイクル装置の構成図

【図5】

本発明の実施の形態1である冷凍サイクル装置のモリエル線図

【図6】

本発明の実施の形態1である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図

【図7】

本発明の実施の形態2である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図

【図8】

本発明の実施の形態3である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図

【図9】

本発明の実施の形態4である冷凍サイクル装置の制御フローチャート図

【図10】

従来の冷凍サイクル装置の構成図

【図11】

従来の冷凍サイクル装置のモリエル線図

【図 12】

従来の冷凍サイクル装置の最適COPとなるときの放熱器出口温度と高サイド
圧力との関係を示す図

【符号の説明】

- 1 圧縮機
- 2 冷却装置
- 3 内部熱交換器
- 4 絞り手段
- 5 蒸発器
- 6 低圧冷媒レシーバ
- 7 制御システム
- 8 凝縮器出口温度センサ
- 10 圧縮機
- 11 冷媒水熱交換器
- 12 第1の減圧器
- 13 第1の熱交換器
- 14 内部熱交換器
- 15 第2の減圧器
- 16 第2の熱交換器
- 17 動力機関
- 18 ポンプ
- 19 ヒータコア
- 20 ラジエータ
- 30 第2の熱交換器冷媒温度検出手段
- 31 第1の熱交換器冷媒温度検出手段
- 32 圧縮機運転周波数検出手段
- 33 圧縮機吐出冷媒温度検出手段
- 34 吹出し温度検出手段

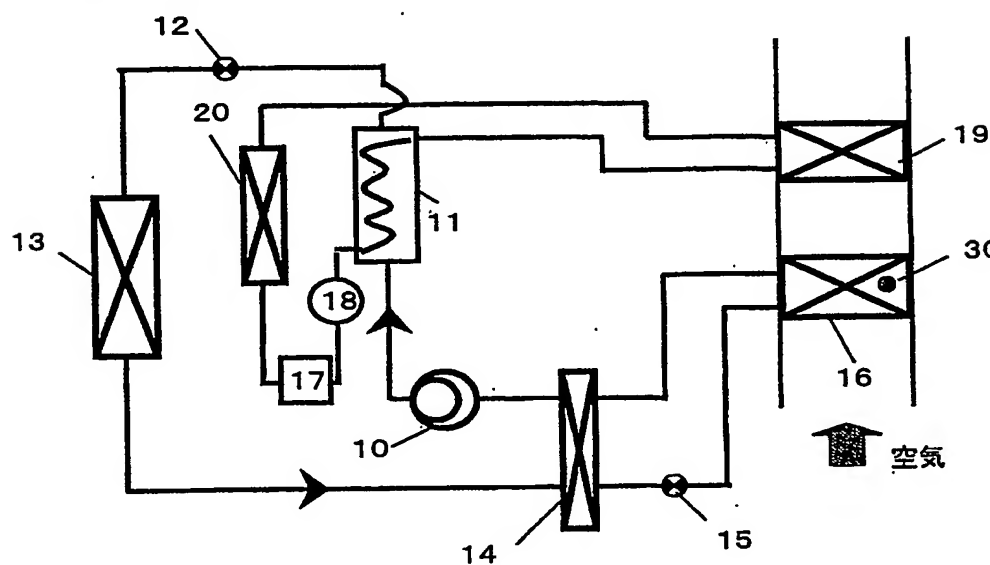
35 開閉弁

36 バイパス回路

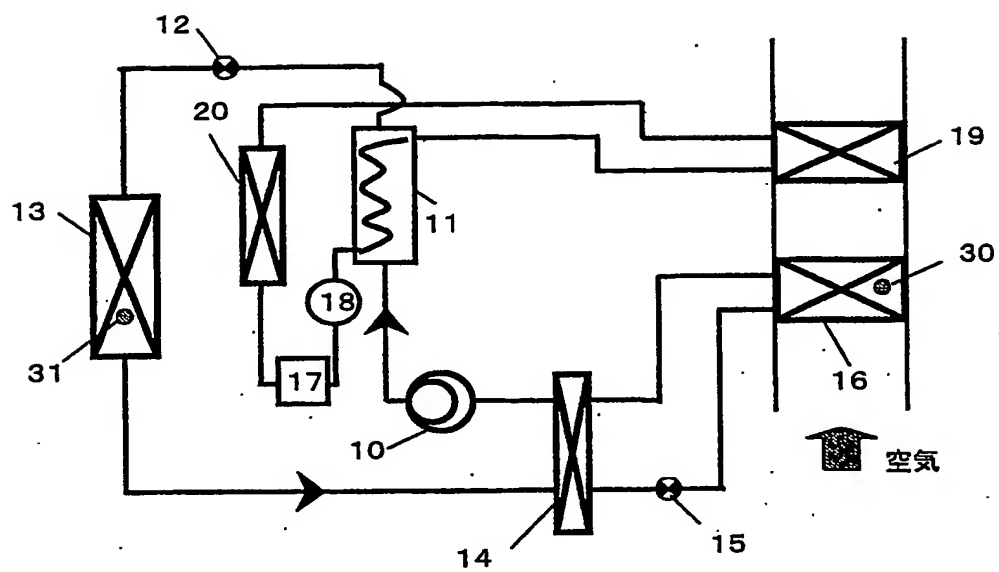
【書類名】 図面

【図1】

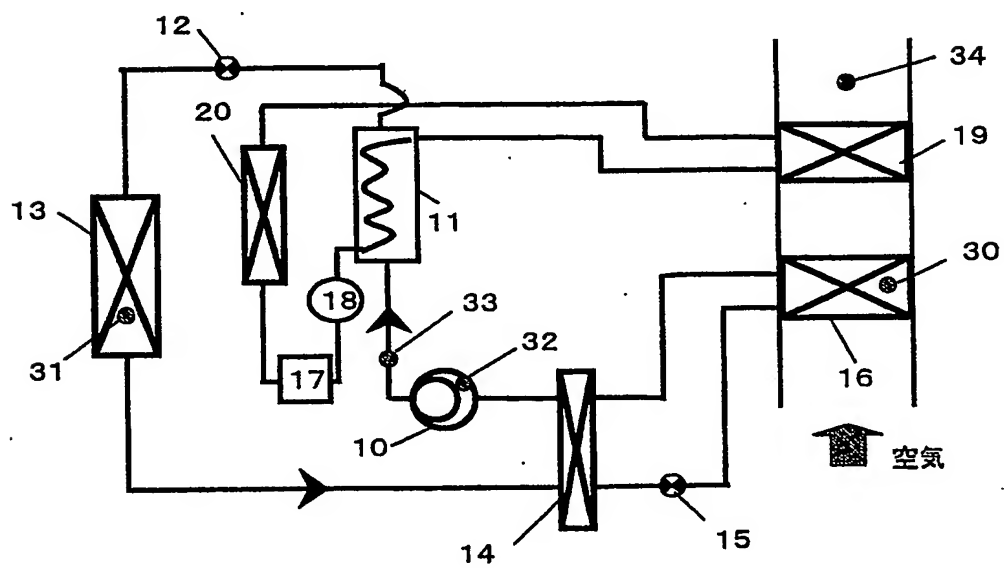
- | | |
|------------|--------------------|
| 11 冷媒水熱交換器 | 17 動力機関 |
| 12 第1の減圧器 | 18 ポンプ |
| 13 第1の熱交換器 | 19 ヒータコア |
| 14 内部熱交換器 | 20 ラジエータ |
| 15 第2の減圧器 | 30 第2の熱交換器冷媒温度検出手段 |
| 16 第2の熱交換器 | |



【図 2】

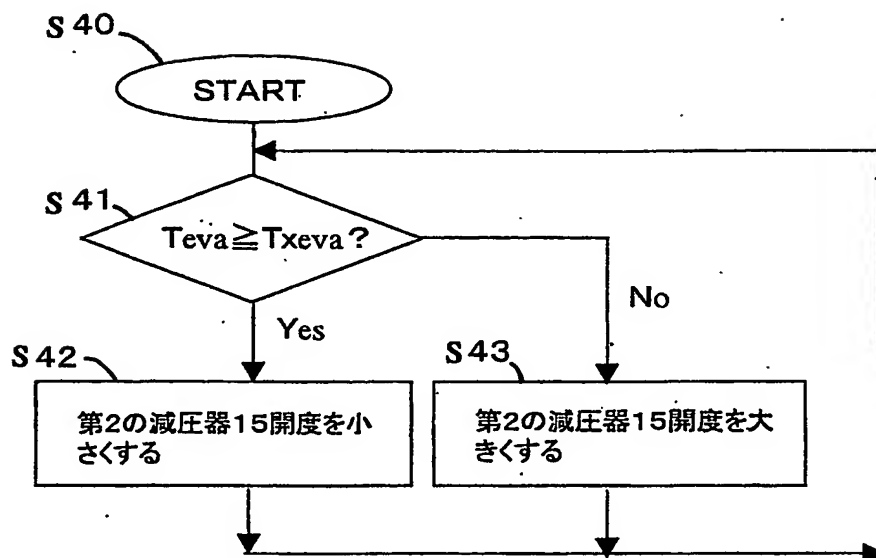


【図 3】

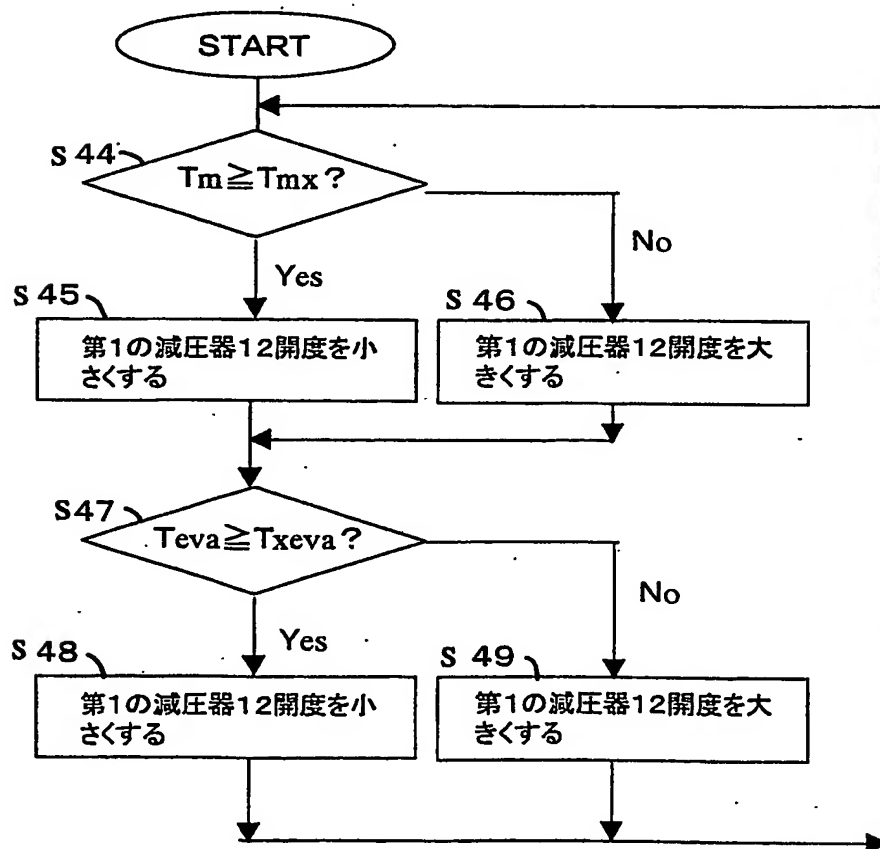


[illegible]

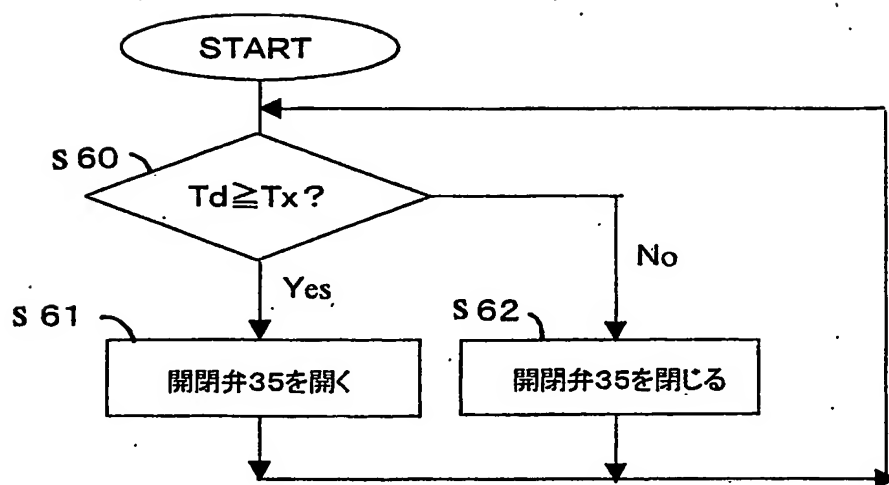
【図6】



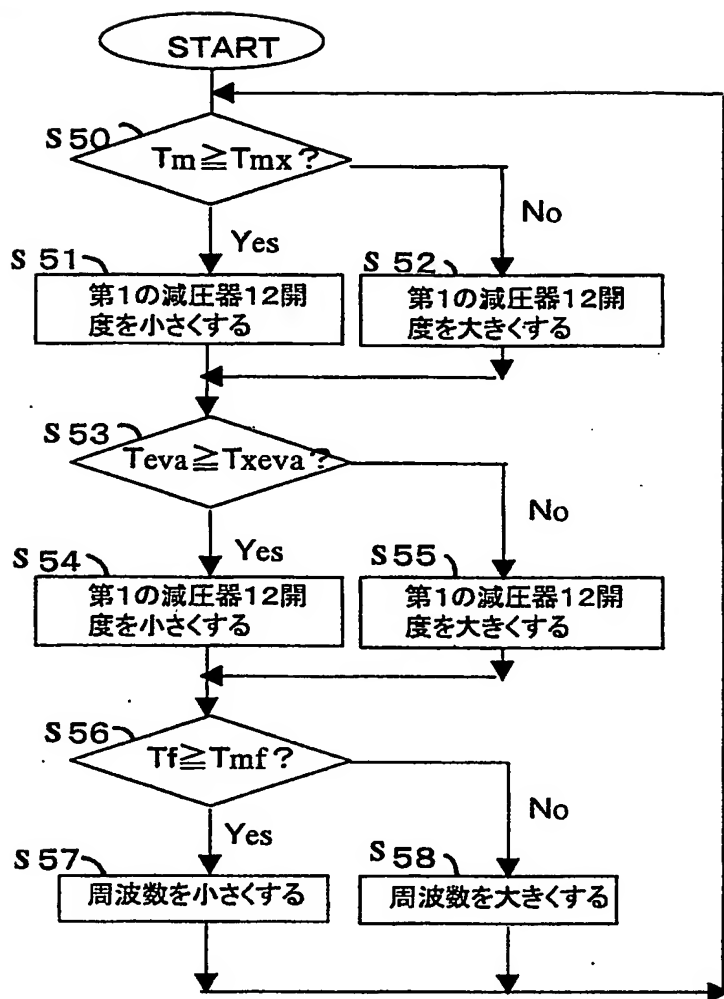
【図7】



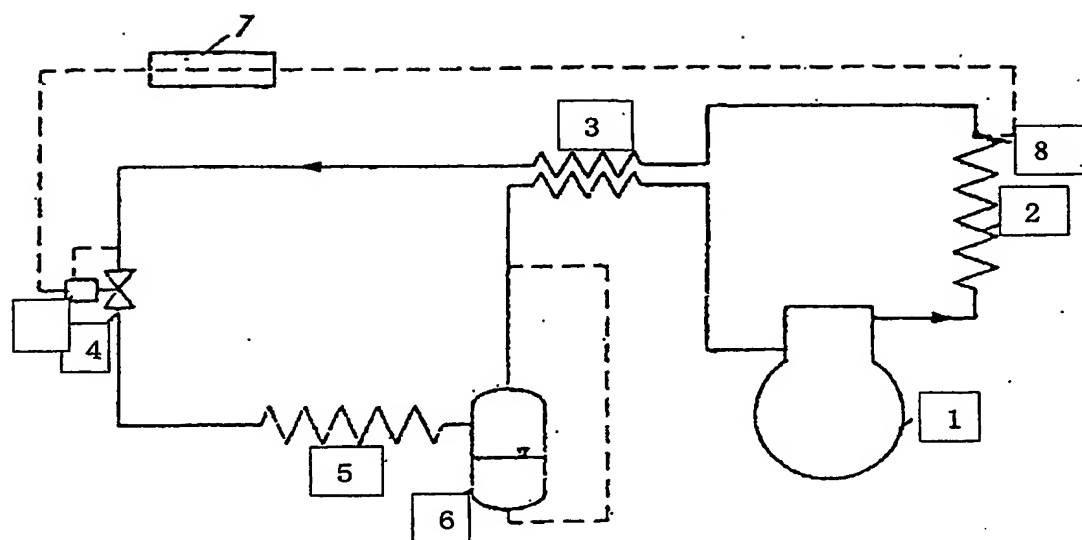
【図 8】



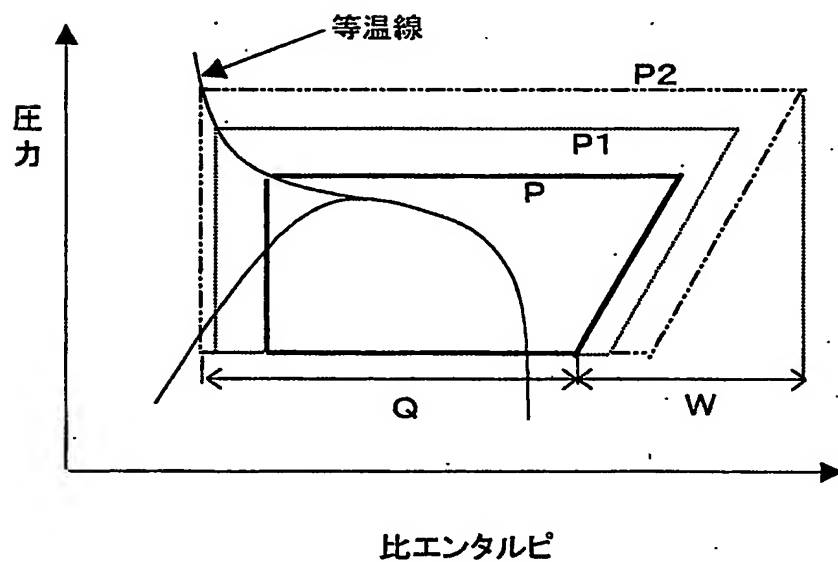
【図 9】



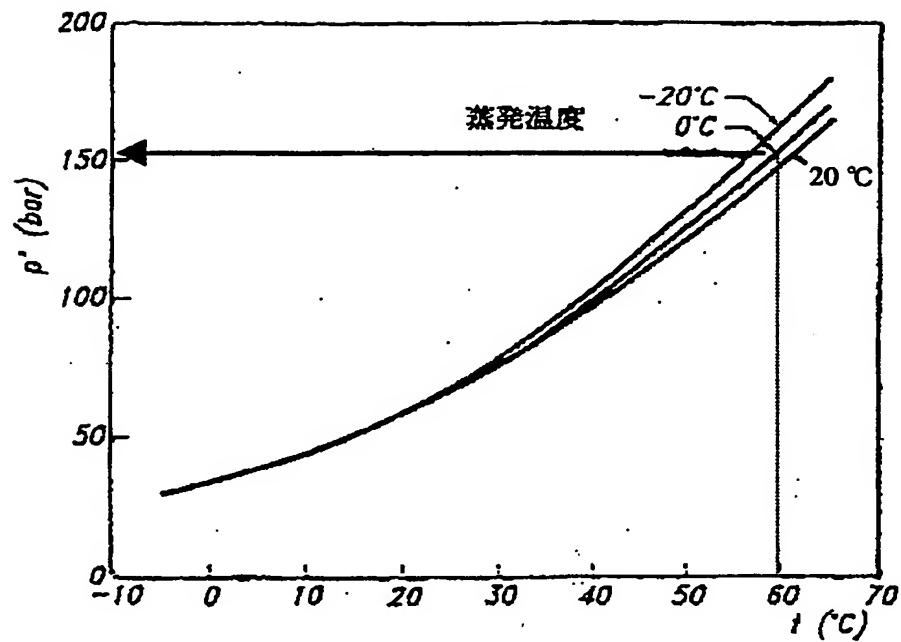
【図10】



【図11】



【図 1 2】



【書類名】 要約書

【要約】

【課題】 二酸化炭素を冷媒とする冷凍サイクル装置において、最小エネルギーとなる高サイド圧力に設定することは圧縮機の効率および信頼性確保が困難であるといった課題を有している。

【解決手段】 第1の減圧器12または第2の減圧器15を作用させて、第1の熱交換器13内の冷媒圧力を調整し、前記第1の熱交換器13の冷媒温度を調整することにより、内部熱交換量を調整することができるので、高圧を上昇させることなく、第2の熱交換器16の能力を確保しつつ高効率な冷凍サイクル装置の運転を行うことが可能となる。

【選択図】 図1

出 願 人 履 歴 情 報

識別番号

[000005821]

1. 変更年月日 1990年 8月28日

[変更理由] 新規登録

住 所 大阪府門真市大字門真1006番地

氏 名 松下電器産業株式会社